

при помощи гайки 15. При этом перемещается влево фрикционное кольцо 8. В этом случае происходит увеличение пятна контакта сателлитов 9 рабочими с поверхностями солнечного колеса, что приводит к увеличению передаваемого передачей момента.

Передаточное число для такой планетарной передачи определяется отношением [4]

$$i = 1 + \frac{d_1}{d_2},$$

где d_1 – диаметр эпицикла; d_2 – диаметр солнечного колеса.

В данном редукторе $d_1 = 109$ мм, $d_2 = 40$ мм, передаточное число $i = 3,73$.

Применение стандартных шарикоподшипников в качестве редуцирующего элемента и сателлитов оправдано тем, что они выпускаются централизованно и их себестоимость значительно ниже себестоимости изготовления оригинальных передач. Технология и точность изготовления стандартных шарикоподшипников обеспечивает высокие нагрузки и долговечность их работы. Построенные на основе подшипников качения планетарные передачи весьма компактны, обеспечивают возможность получения значительных передаточных отношений и в процессе работы такие передачи бесшумны.

На основании изложенного можно сделать следующие выводы, что планетарные шарикоподшипниковые передачи могут применяться в следующих случаях:

- для силовых передач со средним передаточным отношением (вариаторы);
- для силовых передач с большим передаточным отношением (редуктора);
- для передач с ручным приводом (ручные лебедки, усилители момента к ключам или тискам);
- для несиловых передач, где требуется высокая кинематическая точность и плавность работы передачи (при нарезке резьбы, зубчатых колес).

Л и т е р а т у р а

1. Пат. 1785, МПК F 16H 13/08. Фрикционная шарикоподшипниковая передача /Пашкевич М.Ф., Давыденко Д.В.; опубл. 30.03.05.
2. Пат. 1616, МПК F 16H 13/08. Фрикционный двухступенчатый шарикоподшипниковый редуктор /Пашкевич М.Ф., Давыденко Д.В.; опубл. 30.12.04.
3. Терехов, А.П. Шариковые планетарно-фрикционные редукторы /А.П. Терехов, В.Г. Полякевич. – М.: Машгиз, 1955. – 86 с.
4. Основы расчета планетарных фрикционных передач с цилиндрическими рабочими телами /Воробьев А.Н. [и др.] //Вестник машиностроения. – 1997. – № 12. – С. 6-9.

УРАВНОВЕШЕННЫЕ ПЛАНЕТАРНЫЕ ЭКСЦЕНТРИКОВЫЕ РЕДУКТОРЫ И ОСОБЕННОСТИ ИХ ГЕОМЕТРИЧЕСКОГО РАСЧЕТА

О.Е. Печковская

*Государственное учреждение высшего профессионального образования
«Белорусско-Российский университет», г. Могилев, Беларусь*

Научный руководитель М.Ф. Пашкевич

Перед инженерами-конструкторами стоит задача разработки принципиально новых механизмов и машин, отвечающих требованиям современного машиностроения.

ния, а также усовершенствования известных, что позволяет улучшить эксплуатационные показатели проектируемых изделий, повысить их качество и надежность при обеспечении энерго- и ресурсосбережения. В этой связи большое внимание уделяется исследованиям планетарных зубчатых механизмов, обладающих широкими кинематическими возможностями в части обеспечения больших передаточных отношений, что и определяет востребованность этого типа передач в промышленности.

Известна планетарная передача 2К-Н, содержащая ведущий и ведомый валы, два центральных колеса с внутренними зубьями, одно из которых связано с неподвижным корпусом, а другое – с ведомым валом, связанное с ведущим валом водило, установленный на водиле с возможностью свободного вращения один сателлит, состоящий в зацеплении одновременно с неподвижным и ведомым центральными колесами.

Такая передача с одним сателлитом позволяет достичь большего передаточного отношения, по сравнению с такими же передачами типа 2К-Н с несколькими сателлитами. Однако она имеет существенный недостаток – неуравновешенность быстрого звена – водила, что предопределяет наличие вибраций и повышенного шума. Следовательно, возникает задача снижения вибраций передачи типа 2К-Н с одним сателлитом.

Предлагаемая передача содержит водило, выполненное в виде двух эксцентриков, закрепленных на ведущем валу и смещенных один относительно другого на 180° , а сателлит выполнен из двух зубчатых колес, установленных на эксцентриках и связанных друг с другом, состоящих в зацеплении с центральным колесом с внутренними зубьями и связанных с выходным валом. Решение задачи снижения вибраций и уровня шума достигается уравниванием водила [1].

Достижение предельного передаточного отношения данной планетарной эксцентриковой передачи сводится к возможности реализации внутреннего зубчатого зацепления при разнице чисел зубьев колес, равной единице:

$$Z_1 - Z_2 = 1 ,$$

где Z_1 – количество зубьев центрального зубчатого колеса с внутренними зубьями, Z_2 – количество зубьев сателлита [2].

Однако соблюдая известные соотношения теории эвольвентных зацеплений, реализовать внутреннее зацепление при этом условии невозможно. Можно показать, что для размещения сателлита внутри центрального колеса его диаметры делительной окружности d_2 и окружности выступов d_{2a} необходимо выбирать из соотношений:

$$d_2 = m(Z_1 - 2),$$

$$d_{2a} = mZ_1,$$

где m – модуль зацепления.

При этом геометрические параметры зубьев центрального колеса с внутренними зубьями подчиняются формулам теории эвольвентных зацеплений, а величина эксцентриситета эксцентрика должна быть равной модулю зацепления:

$$e = m . \tag{3}$$

В этом случае возможна реализация внутреннего зубчатого зацепления с разницей чисел зубьев зацепляющихся колес, равной единице, и, следовательно, достижение предельного передаточного отношения, равного количеству зубьев сателлита $U = Z_2$. Однако соблюдение указанных соотношений для определения диаметров делительной окружности и окружности выступов сателлита при $Z_1 - Z_2 = 1$ является необходимым, но не достаточным условием работоспособности передачи. В данном случае необходимо учитывать интерференцию зубьев, имеющую место при близких значениях Z_1 и Z_2 , и профиль зубьев одного из зацепляющихся колес необходимо модифицировать.

Для определения величины и способа модификации профиля зубчатого колеса было проведено графическое компьютерное моделирование внутреннего зубчатого зацепления центрального колеса с сателлитом при условии $Z_1 - Z_2 = 1$. В программном обеспечении AutoCad на языке Visual Basic for Application составлена программа, алгоритм которой заключается в следующем. Последовательно строятся два зубчатых колеса – центральное колесо с внутренними зубьями и сателлит. При этом диаметры делительной окружности сателлита и окружности вершин его зубьев определяются по вышеуказанным соотношениям, а сателлит располагают эксцентрично относительно оси центрального колеса с эксцентриситетом $e = m$.

После построения зубчатой пары не вызывает трудностей определение максимальной величины интерференции зубьев S_{\max} , соответствующей средней окружности зубчатого венца. После определения максимальной величины интерференции зубьев S_{\max} производится обкат колес, т. е. последовательный поворот зубчатой пары на один зуб и удаление пересечений. Зубчатая передача совершает полный оборот в 360° после Z_1 поворотов на один зуб и интерференция зубьев полностью ликвидируется. Результатом обката является получение зубчатого колеса с модифицированным профилем зубьев.

Анализ результатов позволил установить, что профиль зубьев модифицированного колеса является эквидистантным по отношению к исходному профилю. Исследования показали также, что величина модификации S_n в нормальном сечении к профилю зуба зависит от модуля зацепления и практически не зависит от количества зубьев зацепляющихся колес. Величина S_n равномерно увеличивается с возрастанием модуля зацепления:

$$S_n(m) = S_n(m-1) + 0,2,$$

где $S_n(m)$ и $S_n(m-1)$ – величины модификации в нормальном сечении профиля зубьев при модулях зацепления с разницей в единицу, т. е. m и $m-1$ соответственно.

Уравновешенная планетарная эксцентриковая передача, в которой реализовано передаточное отношение $U = 100$, представлена на рис. 1. Она содержит ведущий и ведомый валы, центральное колесо с количеством зубьев $Z_1 = 101$, два эксцентрика, установленных на ведущем валу и смещенных один относительно другого на 180° , на эксцентриках установлены связанные между собой сателлиты с количеством зубьев $Z_2 = 100$. Эксцентриситет эксцентриков принимается равным модулю зацепления $e = m = 1$. Сателлиты установлены на эксцентриках с возможностью свободного вращения на подшипниках. В сателлитах запрессованы оси, служащие для передачи вращения к фланцу ведомого вала передачи. Для снижения трения между

осями и фланцем ведомого вала предусмотрены втулки с фторопластовыми вкладышами. Работает передача следующим образом. При вращении ведущего вала вращаются эксцентрики, а сателлиты, установленные на подшипниках, и находящиеся в зацеплении с центральным колесом, обкатываются по этому колесу. При этом в связи с разностью чисел зубьев неподвижного центрального колеса и сателлитов, последние получают вращение на подшипнике. А поскольку центральное колесо имеет Z_1 зубьев, а сателлиты – число зубьев на единицу меньше, поэтому за один оборот ведущего вала сателлиты поворачиваются на угол, определяемый шагом зубьев. Следовательно, при непрерывном вращении ведущего вала получают непрерывное уравновешенное вращение и сателлиты.

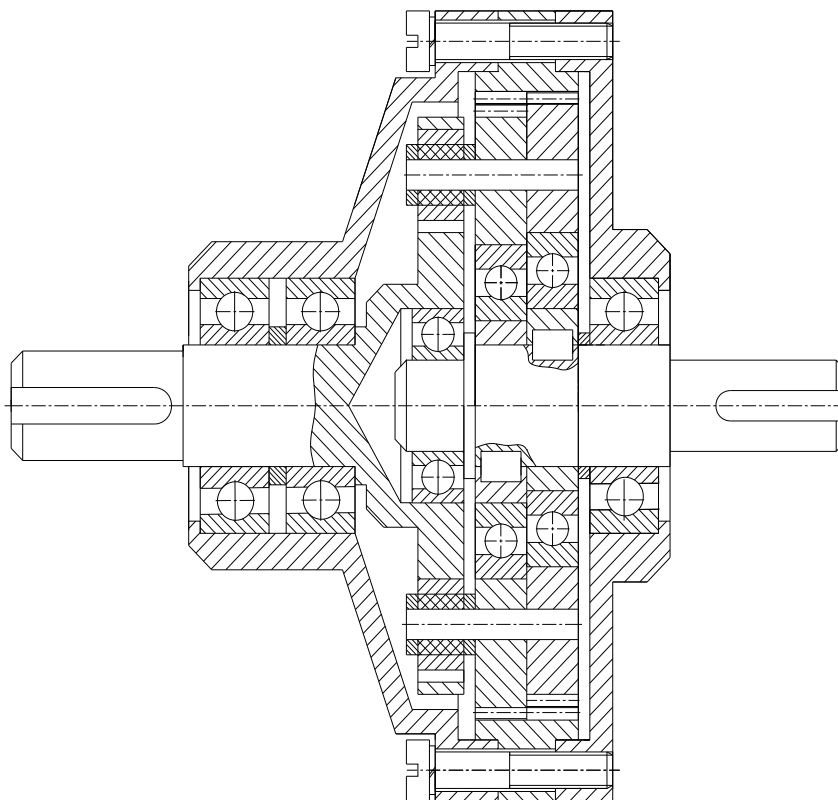


Рис. 1. Уравновешенная планетарная эксцентриковая передача

Литература

1. Пат. 4928 С1 РБ, МПК F 16 Н1/28. Планетарная передача /Пашкевич А.М., Пашкевич В.М., Геращенко В.В., Пашкевич М.Ф. – № а 19981064; заявл. 26.11.98.; опубл. 30.03.03.
2. Кудрявцев, В.Н. Планетарные передачи /В.Н. Кудрявцев. – М.: Машиностроение, 1966. – 270 с.: ил.
3. Пат. 5092 С1 РБ, МПК F 16 Н1/28. Планетарная передача /Пашкевич А.М., Пашкевич В.М., Геращенко В.В., Пашкевич М.Ф. – № а 19981087; заявлено 30.11.98; опубл. 30.03.03.